

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許出願公告番号

特公平8-30526

(24) (44) 公告日 平成8年(1996)3月27日

(51) Int.Cl.
F 16 H 57/02
F 16 C 19/16

識別記号 501 B
府内整理番号

F I

技術表示箇所

(21) 出願番号 特願昭61-312962
(22) 出願日 昭和61年(1986)12月26日
(65) 公開番号 特開昭63-167116
(43) 公開日 昭和63年(1988)7月11日

審判番号 平6-9913

(71) 出願人 99999999
富士重工業株式会社
東京都新宿区西新宿1丁目7番2号
(72) 発明者 坂井 康人
東京都東村山市廻田町4-1-36
(72) 発明者 岡村 實
東京都杉並区久我山4-41-14
(74) 代理人 弁理士 小橋 信淳

審判の合議体
審判長 酒井 梶
審判官 西村 敏彦
審判官 野村 亨

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機のブーリ軸支持装置

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】ベルト式無段変速機を構成する一方のブーリ軸を、ブーリ近傍に配設したポールベアリングにより回転自在に軸支して、ブーリの位置決めを図る同時にブーリ軸に取付けたギヤによるスラスト荷重とベルトによるラジアル荷重とを同時に受ける構成のものにおいて、上記ポールベアリングのインナーレースとアウターレースの各ポール受け部における曲率半径を、インナーレース側の曲率半径はポール直径の50.1~50.9%に、アウターレース側の曲率半径はポール直径の50.1~51.9%に設定して、通常の標準設定値よりもポールの曲率に近似するよう小さく設定してなることを特徴とする無段変速機のブーリ軸支持装置。

【発明の詳細な説明】

【産業上の利用分野】

2

本発明は、車両のベルト式無段変速機のブーリ軸支持装置に関し、詳しくは、ベルトによるラジアル荷重とギヤによるスラスト荷重を同時に受けるペアリングの構造に関する。

【従来の技術】

従来、この種のベルト式無段変速機のギヤトレーンに関しては、例えば特開昭59-175664号公報の先行技術がある。ここで、主軸のプライマリブーリと副軸のセカンダリブーリの間にベルトが巻付けられており、副軸は更に中間減速ギヤを介して伝動構成される。ここで、ギヤは普通のギヤであってドライブ時の軸方向反力をセカンダリブーリ側に作用し、セカンダリブーリの近傍でそのブーリ片側を位置決めと共に副軸を支持するポールベアリングで、ベルトによるラジアル荷重と上記ギヤによるスラスト荷重を受けることが示してある。

(2)

3

【発明が解決しようとする問題点】

ところで、ボールベアリングは、一般にボールの直径 d に対しインナーレースのボール受け部の曲率半径 R_i は $0.51d$ 以上であり、アウターレースのボール受け部の曲率半径 R_o は $0.53d$ 以上に設定され、インナーレースとアウターレースの軸方向のずれが多少生じてもそれを吸収可能になっている。従って、かかるボールベアリングを上記セカンダリブーリの軸の支持に用いると、ギヤのスラスト荷重でベアリングの部分で軸方向にずれてセカンダリブーリが片側に移動し、プライマリブーリに対するセカンダリブーリの芯ずれ（ミスマライメント）が必要以上に大きくなる。そしてこの芯ずれは、ギヤの駆動力に伴うスラスト荷重の変化に対し変動する。

ここで、プライマリブーリとセカンダリブーリの芯ずれは最小限に設定されている。即ち、この芯ずれが大きいとベルトが蛇行し、多数の一列状態のエレメントに掛けてあるリングの側縁がエレメントに接して損傷し、このためベルトの耐久性を損うからである。従って、上述のボールベアリングにおける軸方向変位を抑えてブーリの芯ずれの増大を防ぐことが望まれる。

本発明は、このような点に鑑みてなされたもので、ブーリを位置決めしてラジアル荷重とスラスト荷重を受けるボールベアリングの軸方向変位を規制して、ベルトの耐久性の向上を図るようにした無段変速機のブーリ軸支持装置を提供することを目的としている。

【問題点を解決するための手段】

上記目的を達成するため、本発明は、ベルト式無段変速機を構成する一方のブーリ軸を、ブーリ近傍に配設したボールベアリングにより回転自在に軸支して、ブーリの位置決めを図る同時にブーリ軸に取付けたギヤによるスラスト荷重とベルトによるラジアル荷重とを同時に受ける構成のものにおいて、

上記ボールベアリングのインナーレースとアウターレースの各ボール受け部における曲率半径を、インナーレース側の曲率半径はボール直径の 50.1~50.9% に、アウターレース側の曲率半径はボール直径の 50.1~50.9% に設定して、通常の標準設定値よりもボールの曲率に近似するよう小さく設定してなることを特徴とする。

【作用】

上記構成に基づき、ブーリ近傍に設置されて位置決めも兼ねているボールベアリングのインナーレースとアウターレース相互の軸方向変位が非常に小さく設定されているので、ギヤによるラジアル荷重がかかるてもブーリの移動、即ちプライマリブーリとセカンダリブーリ相互の芯ずれの増大を生じないようになる。

こうして本発明では、ブーリを位置決め支持するボールベアリングの位置決め機能が強化されて、ベルトの耐久性を向上することが可能となる。

【実施例】

以下、図面を参照して本発明の一実施例を具体的に説

(2)

4

明する。

第1図において、本発明が適用されるものとして、電磁粉式クラッチと組合せたベルト式無段変速機の伝動系の一例について説明すると、符号 1 は電磁粉式クラッチ、2 は無段変速機であり、無段変速機 2 は大別すると、入力側から前後進の切換部 3、ブーリ比変換部 4 および終減速部 5 が伝動構成されて成る。そして、クラッチハウジング 6 の一方に電磁粉式クラッチ 1 が収容され、そのクラッチハウジング 6 の他方と、そこに接合される 10 メインケース 7、更にメインケース 7 のクラッチハウジング 6 と反対の側に接合されるサイドケース 8 の内部に、無段変速機 2 の切換部 3、ブーリ比変換部 4 および終減速部 5 が組付けられている。

電磁粉式クラッチ 1 は、エンジンからのクランク軸 10 にドライブプレート 11 を介して一体結合するリング状のドライブメンバ 12、変速機入力軸 13 に回転方向に一体的にスライド結合するディスク状のドリブンメンバ 14 を有する。そして、ドリブンメンバ 14 の外周部側にコイル 15 が内蔵されて両メンバ 12、14 の間に円周に沿いギャップ 16 が形成され、このギャップ 16 はその内側の電磁粉を有するパウダ室 17 と連通している。また、コイル 15 を具備するドリブンメンバ 14 のハブ部のスリップリング 18 に給電用ブラシ 19 が接続し、スリップリング 18 から更にドリブンメンバ 14 内部を通りコイル 15 に結線されてクラッチ電流回路が構成されている。

こうして、コイル 15 にクラッチ電流を流すと、ギャップ 16 を介してドライブおよびトイブンメンバ 12、14 の間に生じる磁力線により、そのギャップ 16 に電磁粉が鎖状に結合して集積し、これによる結合力でドライブメンバ 12 に対しドリブンメンバ 14 が滑りながら一体結合して、クラッチ接続状態になる。一方、クラッチ電流をカットすると、電磁粉によるドライブおよびドリブンメンバ 12、14 の結合力が消失してクラッチ切断状態になる。そして、この場合のクラッチ電流の制御を無段変速機 2 の切換部 3 の操作に連動して行うようにすれば、バーキング (P) またはニュートラル (N) レンジから前進のドライブ (D)、スポーティードライブ (Ds) または後退のリバース (R) レンジへの切換時に自動的にクラッチ 1 が接続して、クラッチペダル操作が不要になる。

次いで、無段変速機 2 において切換部 3 は、上記クラッチ 1 から入力軸 13 とこれに同軸上に配置された主軸 20 との間に設けられる。即ち、入力軸 13 に前進被係合側を兼ねた後進ドライブ用のギヤ 21 が形成され、主軸 20 には後進被係合側のギヤ 22 が回転自在に嵌合してあり、これらのギヤ 21、22 が軸 23 で支持されたカウンタギヤ 24、軸 25 で支持されたアイドラギヤ 26 を介して噛合構成される。そして、主軸 20 とギヤ 21 および 22 との間に切換機構 27 が設けられる。ここで、常時噛合っている上記ギヤ 21、24、26、22 はクラッチ 1 のコイル 15 を有するドリブンメンバ 14 に連結しており、クラッチ切断時のこの部分の慣

(3)

5

性マスが比較的大きい点に対応して、切換機構27は主軸20のハブ28にスプライン嵌合するスリーブ29が、シンクロ機構30, 31を介して各ギヤ21, 22に噛合い結合するように構成されている。

これにより、スリーブ29をシンクロ機構30を介してギヤ21側に噛合わせると、入力軸13に対し主軸20が直結して前進状態になる。一方、スリーブ29を逆にシンクロ機構31を介してギヤ22側に噛合わせると、入力軸13はギヤ21, 24, 26, 22を介し主軸20に連結され、エンジン動力が減速逆転して後進状態になる。

ブーリ比変換部4は、上記主軸20に対し副軸35が平行配置され、これらの両軸20, 35にそれぞれプライマリブーリ36, セカンダリブーリ37が設けられ、且つ両ブーリ36, 37の間にエンドレスの駆動ベルト34が掛け渡してある。ブーリ36, 37はいずれも2分割に構成され、一方の固定ブーリ36a, 37aに対し、他方の可動ブーリ36b, 37bがブーリ間隔を可変にすべく移動可能にされ、可動ブーリ36b, 37bには、それ自体ピストンを兼ねた油圧サーボ装置38, 39が付設され、更にセカンダリブーリ37の可動ブーリ37bには、ブーリ間隔を狭くする方向にスプリング40が付勢されている。

また、油圧制御系として作動源のオイルポンプ41がプライマリブーリ36の隣りに設置される。このオイルポンプ41は高圧用のギヤポンプであり、ポンプ駆動軸42がプライマリブーリ36, 主軸20および入力軸13の内部を貫通してクランク軸10に直結し、エンジン運転中常に油圧を生じるようになっている。そして、このオイルポンプ41の油圧を制御して各油圧サーボ装置38, 39に給排油し、プライマリブーリ36とセカンダリブーリ37のブーリ間隔を逆の関係に変化して、駆動ベルト34のブーリ36, 37におけるブーリ比を無段階に変換し、無段変速した動力を副軸35に出力する。

終減速部5は、上記ブーリ変換部4の高速段側最小ブーリ比が例えば0.5と非常に小さく、このため副軸35の回転数が大きい点に鑑み、副軸35に対し1組の中間減速ギヤ43を介して出力軸44が連結される。そして、この出力軸44のドライブギヤ45にファイナルギヤ46が噛合い、ファイナルギヤ46から作動機構47を介して左右の駆動輪の車輪48, 49に伝動構成される。

一方、セカンダリブーリ側の支持装置について述べると、副軸35においてギヤ43のドライブギヤ43aの隣りのクラッチハウジング側にローラベアリング50が設置される。また、セカンダリブーリ37の固定ブーリ37aの隣りのサイドケース側にボールベアリング51が設置される。ボールベアリング51はインナーレース51a, アウターレース51bおよびボール51cから成り、インナーレース51aを副軸35の段部35aに係止すると共にロックナット52で締結し、アウターレース51bをサイドケース凹部8aに嵌合すると共にプレート53で抜止めして取付けられるのであり、ローラベアリング50についても略同様に取付けてある。ここ

6

で、ギヤ43はヘリカルギヤであるから、ドライブギヤ43aのドライブ(D)時には軸方向反力であるスラスト荷重Fsは実線の矢印のようにブーリ側に作用し、減速および後進(R)時にはそのスラスト荷重Fsが破線の矢印のように逆向きに作用する。

そして上記両ペアリング50, 51により、セカンダリブーリ37と副軸35の軸方向の位置決めを行うと共に、回転自在に支持する。またボールベアリング51では、ベルト張力によるラジアル荷重Frの大部分と、減速等に比べて大きいドライブ時のスラスト荷重Fsとを受けるようになっている。従って、ドライブ時のスラスト荷重Fsによるボールベアリング51の軸方向変位が直接的に、プライマリおよびセカンダリブーリ36, 37の中心Op, Osのずれに影響する。

そこで、ボールベアリング51自体の構成が第2図

(a) のようになっている。即ち、ボール51cの直径をd, インナーレース51aのボール受け部51dの曲率半径をRi, アウターレース51bのボール受け部51eの曲率半径をRoとすると、ペアリングとして成立するには、Ri, Ro>d/2である。そこで一般的には、Ri>0.51d, Ro>0.53d程度に設定されて、インナーレース51aとアウターレース51bの多少の軸方向変位を吸収する構成になっている。しかるに、両ボール受け部51d, 51eの曲率をボール51cのものに近似させて、軸方向変位を規制しており、その曲率半径Ri, Roは上記一般的なもの以下の

$$Ri = 0.501 \sim 0.509d$$

$$Ro = 0.501 \sim 0.519d$$

のよう設定される。これにより軸方向変位は、第2図(b)のように破線の従来例に比べて実線のように小さい特性になっている。

また第2図(c)は、本発明による計測データであって、インナーレースの曲率半径Ri=0.505dとして無段変速機の最小変速比全開走行時相当の軸方向荷重とラジアル荷重を作用させたときの軸方向変位を示す。これによると、アウターレースの曲率半径Roが小さければ小さい程変位は小さくなる傾向にある。しかし、前に述べたように、理論的にはRo>0.50dでなければならないので、上述のような範囲の値が導き出される。

上記構成により、クラッチ1の係合によりエンジン動力が前後進切換部3を介してブーリ比変換部4のプライマリブーリ36に入力し、両ブーリ36, 37とベルト34で無段変速した動力が副軸35に出力し、これがギヤ43以降の車輪側に伝達して車両走行する。このとき、伝達トルクに応じて変化したラジアル荷重Frとスラスト荷重Fsとをボールベアリング51で受けているが、このボールベアリング51の軸方向変位が最小に規制されていることで、セカンダリブーリ37のスラスト荷重Fsによる移動も規制される。そこで、ブーリ36, 37の芯ずれは設計された初期値に保持され、ベルト34の必要以上の蛇行が防止されるのである。

(4)

7

なお、ボールペアリングの部分に、軸方向変位の少ないものとして3点または4点の多点接触ペアリングを用いることも考えられるが、大きいベルトによるラジアル荷重に対する対策を考慮する必要がある。

【発明の効果】

以上に述べてきたように、本発明によれば、ボールペアリングのインナーレースおよびアウターレースの各ボール受け部の曲率半径が、ボール直径に対し通常のそれぞれの標準設定値(51%, 53%)よりも小さく設定されていることから、軸に取付けたギャによるスラスト荷重がブーリー軸に作用する際、インナーレースとアウターレースの相互間における軸方向の変位量が通常のものより小さくな

8

り、両ブーリー相互間の芯ずれが最小限に抑制される。

この結果、ボールペアリングによるブーリーの位置決め機能が強化されて、ベルトの耐久性を向上することができるという効果が得られる。

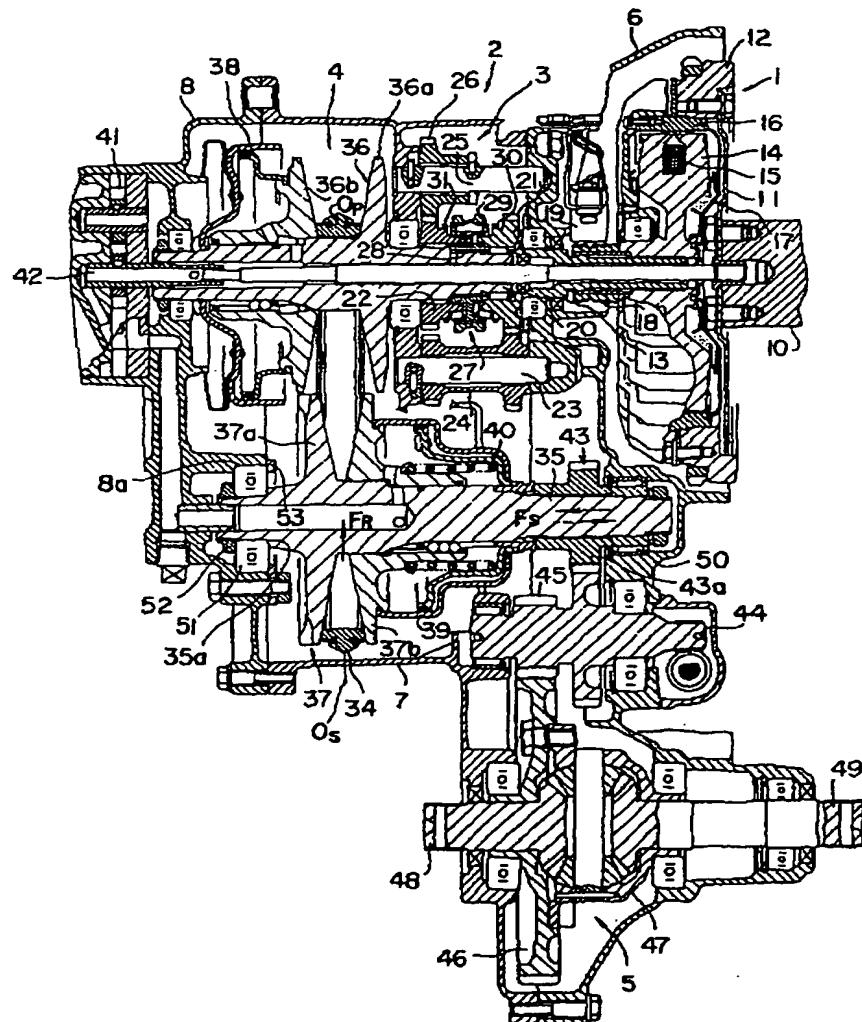
【図面の簡単な説明】

第1図は本発明のブーリー軸支持装置の実施例を示す縦断面図、第2図(a)はボールペアリングの断面図、

(b)はペアリング特性図、(c)は計測図である。

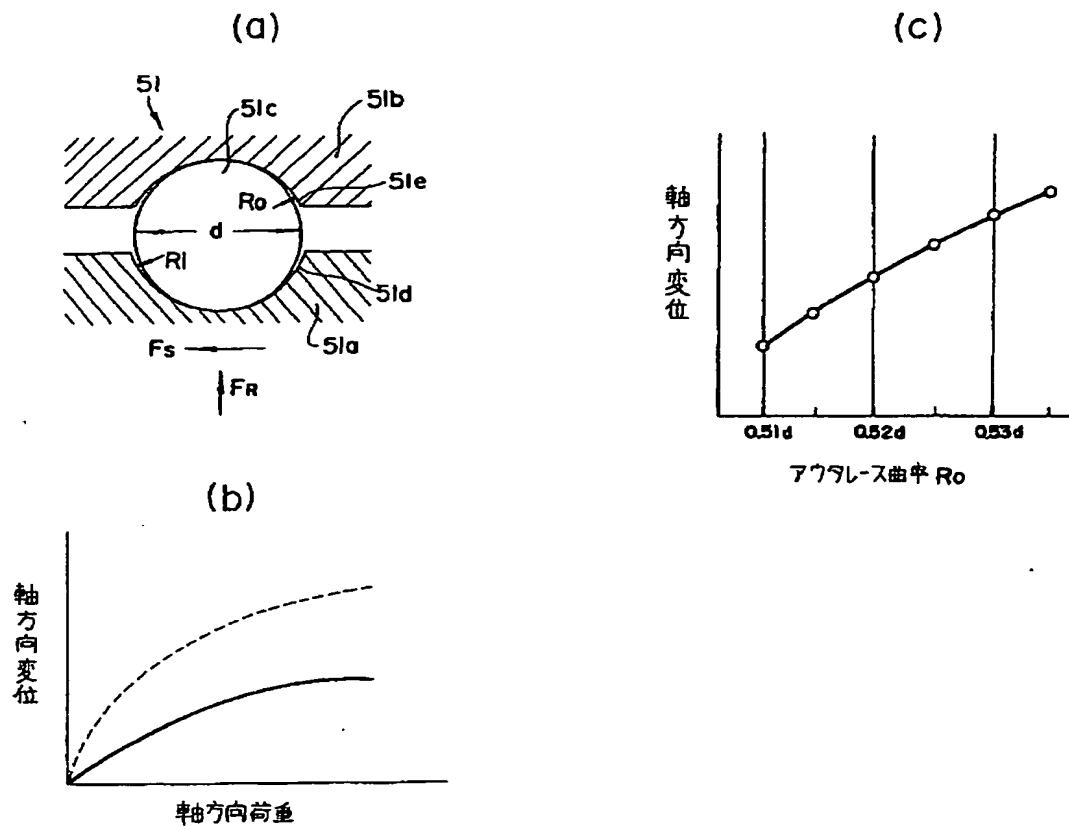
35……副軸、37……セカンダリブーリー、51……ボールペ
10 ブーリー、51a……インナーレース、51b……アウターレ
ス、51c……ボール。

【第1図】



(5)

[第2図]



フロントページの続き

(56) 参考文献 特開 昭53-139047 (J P, A)
 実開 昭57-149323 (J P, U)
 転がり軸受の選び方・使い方編集委員会
 編「転がり軸受の選び方・使い方」第1版
 (1976-12-1) P. 274 井戸守 外2
 名著「ミニチュア王軸受」(昭36-12-
 30) 日刊工業新聞社 P. 120